

# Pourquoi l'utilisation des sprays en sidérurgie est-elle encore limitée?

M. Gradeck<sup>1\*</sup>, A. Labergue<sup>1</sup>, C. Baillard<sup>1</sup>, G. Maigrat<sup>1</sup>, M. Lebouché<sup>1</sup>

<sup>1</sup>LEMETA UMR CNRS 7563 – Université de Lorraine, 54500 Vandœuvre les Nancy

\*michel.gradeck@univ-lorraine.fr

**Résumé** - En sidérurgie, les systèmes de refroidissement utilisés sur les tables de sortie en laminage à chaud sont encore largement constitués de rampes de jets dits laminaires. Souvent, le débit d'eau est gravitaire et l'alimentation de chaque rampe de jet est asservie à un contrôle en ligne de la température du métal (mesurée en plusieurs points) et à la cinétique de refroidissement désirée. Ces deux derniers paramètres sont essentiels et conditionnent les transformations de phase métallurgique et donc la qualité d'acier obtenue. Cependant, cette technologie bien qu'éprouvée pose principalement un problème de non homogénéité des flux en surface dont la conséquence est une hétérogénéité de phase dans le moins pire des cas. L'utilisation des sprays semble séduisante car ils permettraient de réduire les inhomogénéités de flux (sans toutefois pouvoir les éliminer complètement). Cependant, d'autres paramètres propres aux sprays et ayant une influence non négligeables sur les transferts de chaleur et de masse doivent être connus. En particulier, la distribution taille-vitesse des gouttes avant l'impact, la distribution taille-vitesse après l'impact, l'interaction entre sprays, la température des gouttes et enfin la vitesse de défilement du produit. Dans cet article, on examinera l'influence de la distribution taille-vitesse et de la vitesse de la surface à refroidir sur le transfert de chaleur. L'efficacité du refroidissement sera comparée à celle obtenue avec un jet cohérent pour le même débit de fluide

## Nomenclature

$C_{p,L}$	chaleur massique, J/kg.K	$We$	nombre de Weber, $\frac{\rho_L \dot{V}^2 d_{32}}{\sigma}$
$d_0$	diamètre de la buse, m	<u>Symboles :</u>	
$d_{32}$	diamètre de Sauter, m	$\Delta T_{sat}$	surchauffe, °K
$h_{fg}$	chaleur latente de vaporisation, J/kg	$\Delta T_{sub}$	sous-refroidissement, °K
$Ja$	nombre de Jakob, $\frac{\rho_L C_{p,L} \Delta T_{sub}}{\rho_V h_{fg}}$	$\Delta P$	pression d'alimentation, Pa
$\dot{q}''$	densité de flux de chaleur, W/m <sup>2</sup>	$\rho_L$	masse volumique du liquide, kg/m <sup>3</sup>
$T_{jet}$	température du jet, °C	$\rho_V$	masse volumique de la vapeur, kg/m <sup>3</sup>
$T_{sat}$	température de saturation, °C	$\sigma$	tension de surface, N/m
$T_{spray}$	température de spray, °C	$\theta$	angle de diffusion du spray, rad
$\dot{V}''$	flux volumique, m <sup>3</sup> /m <sup>2</sup> .s = m/s		
$V_j$	vitesse du jet, m/s		

## 1. Introduction

Quelle technologie de refroidissement est la mieux adaptée pour la réussite métallurgique des aciers alliés au carbone en sidérurgie? En fonction de la composition chimique de l'acier, un cycle thermique adapté et extrêmement précis doit être suivi afin d'obtenir la ou les phases métallurgiques souhaitées. Selon la qualité d'acier souhaitée et les chemins thermiques, les taux de refroidissement doivent pouvoir être contrôlés entre 15K/s et 1000K/s. Par exemple, à la fin d'un laminage à chaud, le refroidissement est généralement assuré par des *rampes de jets d'eau sous-refroidie* ; après une phase d'austénitisation, des tubes en aciers sont soumis à des jets

d'eau formant un « anneau de refroidissement ». Le contrôle optimal de ces procédés de refroidissement ne requiert que l'ajustement de quelques paramètres de contrôle (e.g. vitesse du jet à l'impact, vitesse de défilement, diamètre du jet et température du jet) alors que l'utilisation optimale de systèmes avec des sprays est beaucoup complexe ; cette complexité provient essentiellement du nombre plus important de paramètres à contrôler (ces paramètres pouvant être le cas échéant inter corrélés).

Etant le moyen de refroidissement le plus répandu dans l'industrie sidérurgique, le jet d'eau impactant a fait l'objet de nombreuses études passées et récentes. Gradeck et al. [1] et Devynck et al. [2] fournissent des courbes d'ébullition pour des jets impactant dans des conditions proches de celles rencontrées en industrie (paroi mobile). Plusieurs effets sur le transfert de chaleur ont été observés en raison du mouvement de la surface : le premier effet est une homogénéisation des courbes locales d'ébullition, le second effet est la réduction du CHF<sup>1</sup> (le maximum du CHF est plus faible que dans le cas d'une paroi statique).

Afin de savoir si les sprays sont mieux adaptés pour le refroidissement en sidérurgie, il est impératif de définir les critères objectifs qui nous permettront de trancher? À l'heure actuelle, trois principales conditions doivent être remplies : (1) la technologie de refroidissement doit assurer un large spectre de vitesses de refroidissement (quelle que soit la température de la paroi du produit), (2) la technologie de refroidissement doit assurer un refroidissement homogène, (3) le refroidissement doit se faire à faible coût avec un faible impact environnemental. Les jets impactant peuvent assurer des vitesses de refroidissement très élevées, mais seulement dans la zone proche de la zone d'impact du jet. Donc, la deuxième condition n'est généralement pas respectée. En tout état de cause, il semblerait que les sprays puissent offrir un meilleur équilibre entre capacité de refroidissement et homogénéité de la température de paroi. En outre, la consommation d'eau serait réduite et par là, des économies d'énergie de pompage pour d'égales capacités de refroidissement seraient réalisées. Toutefois, la physique de transfert de chaleur entre les gouttes et les parois chaudes (en particulier lorsque les parois se déplacent), la formation du film liquide doivent être étudiés avec soin de manière à pouvoir contrôler l'ensemble des paramètres actifs qui vont déterminer le transfert de chaleur entre le spray et la paroi.

Le but de cette étude est de comparer des expériences réalisées avec un spray plan (flat fan spray), dans le cas du refroidissement d'un cylindre chaud en rotation (température initiale bien supérieure à la température de Leidenfrost) et de comparer ces expériences avec des données obtenues pour un jet d'eau cohérent. On comparera principalement les courbes de refroidissement et les courbes d'ébullition (courbes température-flux) obtenues après l'estimation du flux de chaleur en paroi.

## **2. Refroidissement par sprays**

D'après Rohsenow et al. [3], il n'y a fondamentalement aucune différence entre les courbes de refroidissement obtenues à partir d'un jet ou d'un spray. Si la température initiale est suffisamment élevée, on rencontrera donc tous les régimes d'ébullition à partir du régime d'ébullition en film jusqu'au régime d'ébullition nucléée, mais la température de la paroi serait plus uniforme en utilisant un spray. Ces affirmations sont fondées en partant du principe que les distributions en taille et vitesse des gouttes dans le spray sont homogènes ; ce qui est

---

<sup>1</sup> CHF : flux critique

difficilement réalisable en pratique et conduit fatalement à des hétérogénéités de température [4]. Le flux de chaleur peut être exprimée par une relation tenant compte du diamètre moyen des gouttelettes (diamètre moyen de Sauter,  $d_{32}$ ), la vitesse d'impact (vitesse normale), la température des gouttelettes avant le choc, la rugosité de la paroi et la nature du fluide de refroidissement (tension superficielle, chaleur latente de vaporisation, chaleur massique, viscosité dynamique, masse volumique). La température de la paroi au moment de l'impact est également un paramètre important à prendre en compte. Tous ces paramètres vont influencer le régime d'impact [5] (rebondissement, mouillage, atomisation secondaire, ...). Pour un spray conique, le diamètre de Sauter moyen peut être estimée par la relation suivante donnée par Estes et al. [6].

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3,67 \left( \frac{\rho_V^{0,5} \Delta P d_0^{1,5}}{\sigma^{0,5} \mu_L} \right)^{-0,259} = 3,67 \left( We_{d_0}^{0,5} Re_{d_0}^{0,5} \right)^{-0,259} \quad (1)$$

Liu et al. [5] proposent une corrélation développée dans le cas de refroidissement de moules. Cette relation a été validée sur un domaine étendue (du régime de transition jusqu'au régime d'ébullition nucléée) ; le flux de chaleur est exprimé par un polynôme de degré 3 dont les coefficients sont des fonctions d'un nombre de Reynolds basé sur le diamètre de Sauter, de la vitesse moyenne des gouttes, de leur nombre de Weber et du flux massique moyen. Les mesures de Mudawar et al. [7] montrent également que le flux critique (CHF) peut s'exprimer en fonction du nombre de Weber, Jakob et de l'angle de diffusion,  $\theta$ , du spray:

$$\frac{\dot{q}''_{CHF}}{\rho_V h_{fg} \dot{V}''} = 1,467 [(1 + \cos(\theta/2)) \cos(\theta/2)]^{0,3} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0,3} [We]^{-0,35} [1 + 0,0019 Ja] \quad (2)$$

La connaissance précise de la physique de l'interaction entre une goutte individuelle et une paroi chaude ainsi que les transferts associés (cf Dunand et al. [8]) ne suffisent pourtant pas à décrire et modéliser les transferts de chaleur associés à l'interaction entre un spray et une paroi chaude. La raison en est simple : les interactions multiples gouttes/gouttes, gouttes/paroi, gouttes/film ruisselant conduisent à des situations bien plus complexes que les interactions simples gouttes individuelles/paroi ne peuvent décrire.

### 3. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est décrit sur la figure 1. La cuve d'ébullition contient le système de refroidissement par pulvérisation (5) et le cylindre rotatif chaud (7) ; le cylindre repose sur des paliers refroidis (6). Le diamètre externe du cylindre est égale à 175 mm (longueur = 200 mm). Le chauffage est assuré par trois résistances électriques insérées sur un autre cylindre, lui-même ajusté au cylindre extérieur. Un chauffage à flux de chaleur constant (P) est ainsi assuré sur le rayon intérieur (50mm). Les résistances peuvent dissiper 2000 W chacune (10). 24 thermocouples (type N) (9) sont répartis et insérés sur le diamètre extérieur. Des contacts tournants (8) assurent la transmission de puissance ainsi que les signaux des thermocouples, transmis à un ordinateur (11) pour être enregistrées. Le fluide d'essai (eau) est d'abord chauffé à la température désirée dans un bac (1) et circule d'abord dans un circuit primaire. Le débit est régulé à l'aide d'une pompe (2) et mesuré par un débitmètre électromagnétique (3). Lorsque tous les paramètres sont ajustés, la vanne magnétique (4) est ouverte et le refroidissement du cylindre peut commencer. La buse de pulvérisation est située à 250mm du cylindre chaud, cette distance peut être ajustée. La distribution de taille des gouttelettes est caractérisée par un dispositif anémométrie phase Doppler 2D, figure 2.

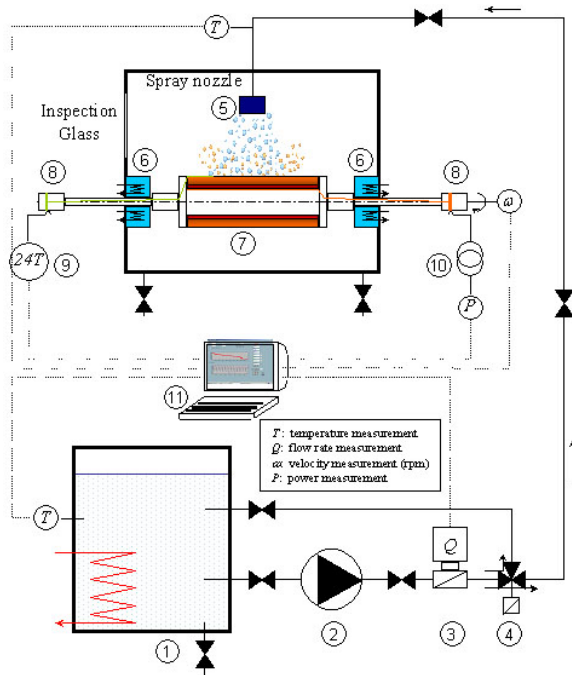
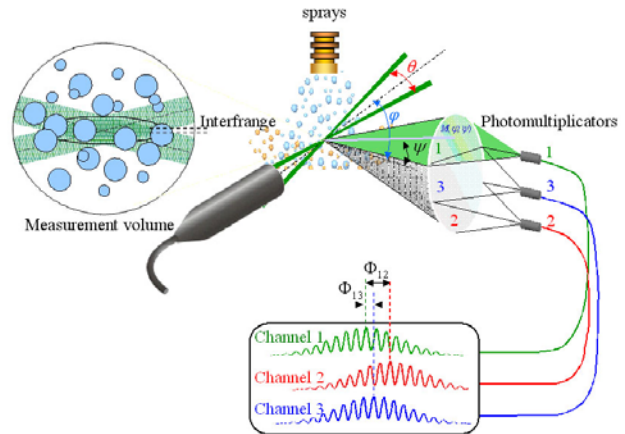


Figure 1 : boucle d'essais



### Caractéristique de la buse

Constructeur : Lechler  
 Type : flat fan spray  
 Angle de diffusion :  $20^\circ$   
 Diamètre de l'orifice : 2.5mm

Figure 2 : Dispositif PDA et buse utilisée

## 4. Résultats

### 4.1 analyse du spray

La buse utilisée a été caractérisée, en utilisant le dispositif PDA, pour plusieurs pressions (4, 5 et 6 bars) d'alimentation. Sur les résultats exposés ci-après, la pression d'alimentation est de **5bars** permettant un débit de l'ordre de **6.5l/min** en sortie de buse. Les mesures montrent que la distribution en taille à 250mm de la sortie de la buse suit une loi log-normale (fig. 3a) ; elles montrent que toutes les gouttes ont des vitesses assez élevées ( $>12\text{m/s}$ ) et que pour les plus grosses gouttes ( $>200\mu\text{m}$ ) la vitesse verticale est de l'ordre de  $22\text{m/s}$  (figure 3b). Un rapide calcul permet de constater que, pour les gouttes les plus grosses ( $>200\mu\text{m}$ ), le nombre de Weber à l'impact sera bien supérieur à une valeur 1000 : ceci montre que les gouttes subiront majoritairement une désintégration à l'impact avec la paroi chauffée, Castanet et al. [9]. En outre, les mesures montrent que la distribution en taille est plutôt homogène (fig. 4a) dans l'ensemble du cône de diffusion du spray (largeur environ de 90mm) et que la distribution en vitesse normale d'impact des gouttes est elle aussi plutôt homogène (i.e celle-ci dépendant tout de même du diamètre des gouttes considérées) (fig. 4b).

### 4.2 analyse du transfert de chaleur

La sortie de la buse a été placée à 250mm de la paroi chauffée. L'influence de la température de sous-refroidissement (10, 25, 50, 75K), la vitesse de rotation du cylindre (10, 30, 60, 120 tr/min) ainsi que le débit du spray (i.e. pression d'alimentation : 2 et 4 bars) ont été étudiés. Le flux de refroidissement a été estimé par méthode inverse [10], [11].

Les courbes d'ébullition obtenues pour le spray plan présentent une zone étendue où le flux est important. L'augmentation de la vitesse de rotation du cylindre a pour effet un effondrement progressif des transferts de chaleur ; l'augmentation du sous refroidissement ayant un effet

inverse. Dans la zone d'ébullition nucléée, le flux de chaleur ne dépend plus ni du sous-refroidissement, ni de la vitesse de rotation du cylindre. En conclusion, ces courbes ne sont pas nettement différentes de celles obtenues avec un jet plan mais pour autant, les mécanismes en jeux sont à notre sens différents; on constate que le flux est important sur une gamme étendue de la surchauffe pariétale mais contrairement au jet impactant, cette zone de flux important n'est pas due à de l'ébullition de transition. Nous attribuons ceci aux régimes d'impacts des gouttes qui, rappelons le, ayant des vitesses élevées ne peuvent que se désintégrer en paroi. Les vitesses des gouttes sont tellement importantes que cela ne leur permet pas de former un film liquide cohérent, favorisant ainsi les transferts de chaleur par impact des gouttes sur la paroi. En appliquant la corrélation (2) de Mudawar et al. [7], les flux critiques estimé par méthode inverse et calculé à l'aide de (2) (pour la plus faible vitesse de rotation) sont du même ordre de grandeur (de l'ordre de  $6\text{MW/m}^2$  pour  $\Delta T_{\text{sub}}=30\text{K}$  et  $\Delta P=5\text{bars}$ ). Lorsque la vitesse de rotation augmente, on constate (comme pour le jet plan) un effondrement général du transfert thermique (cf figure 5a et 5b).

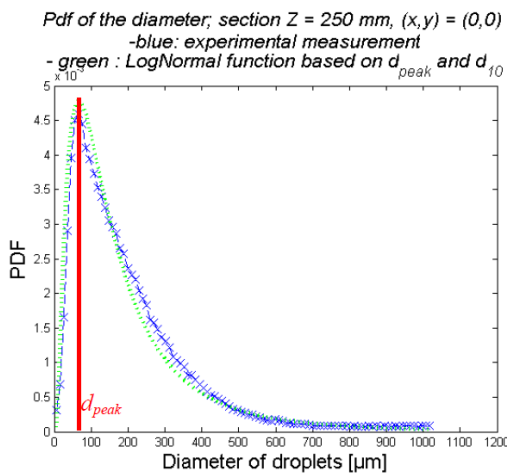


Figure 3a : exemple de distribution en taille des gouttes au centre du spray et à 250mm de la sortie

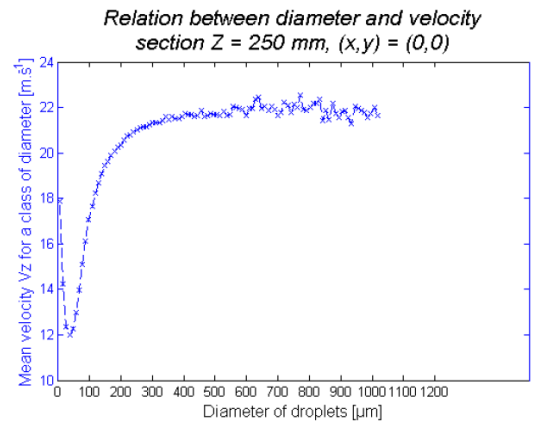


Figure 3b : corrélation taille-vitesse pour les gouttes au centre du spray et à 250mm de la sortie

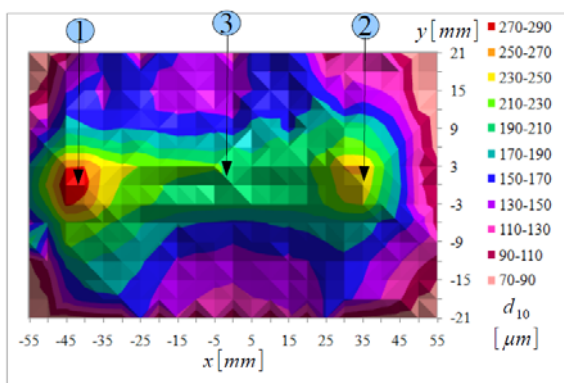


Figure 4a : répartition en taille à 250mm de la sortie

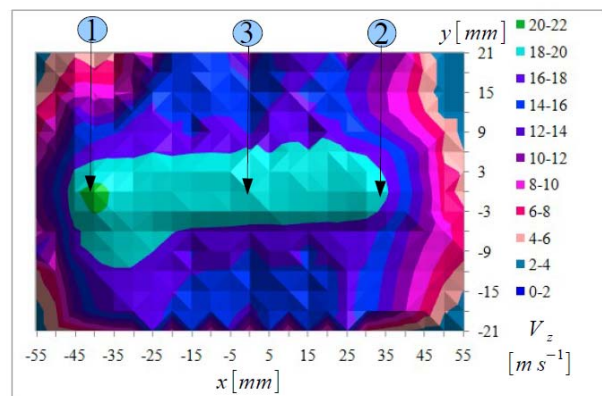


Figure 4b : répartition en vitesse à 250mm de la sortie

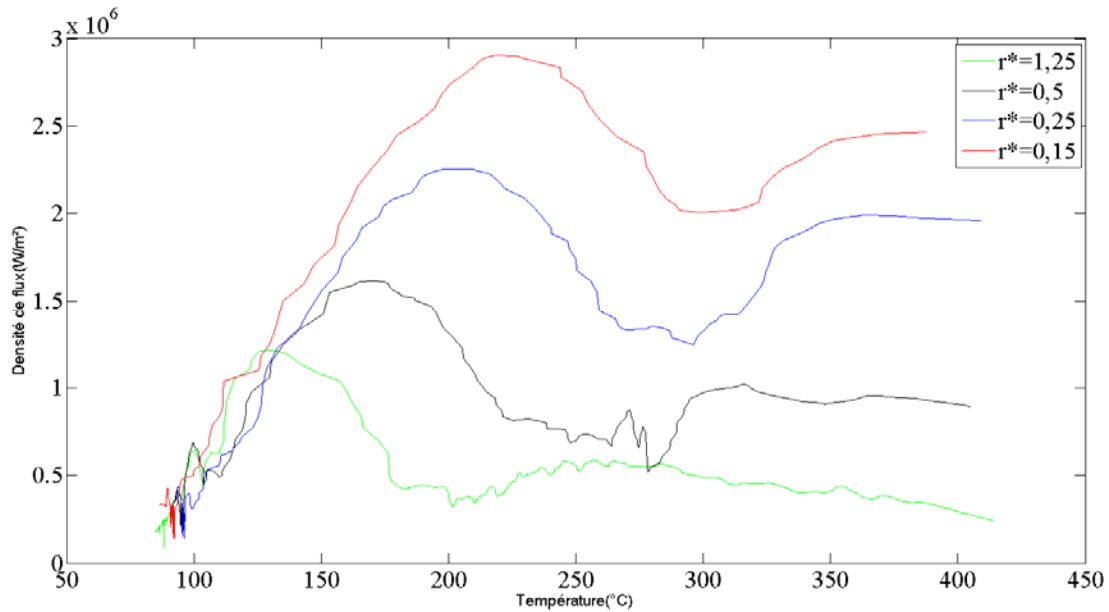


Figure 5a : exemple de courbes d'ébullition obtenues avec un jet plan ( $\Delta T_{\text{sub}}=30\text{K}$ ) ;  $r^*=V_{\text{surface}}/V_{\text{jet}}$

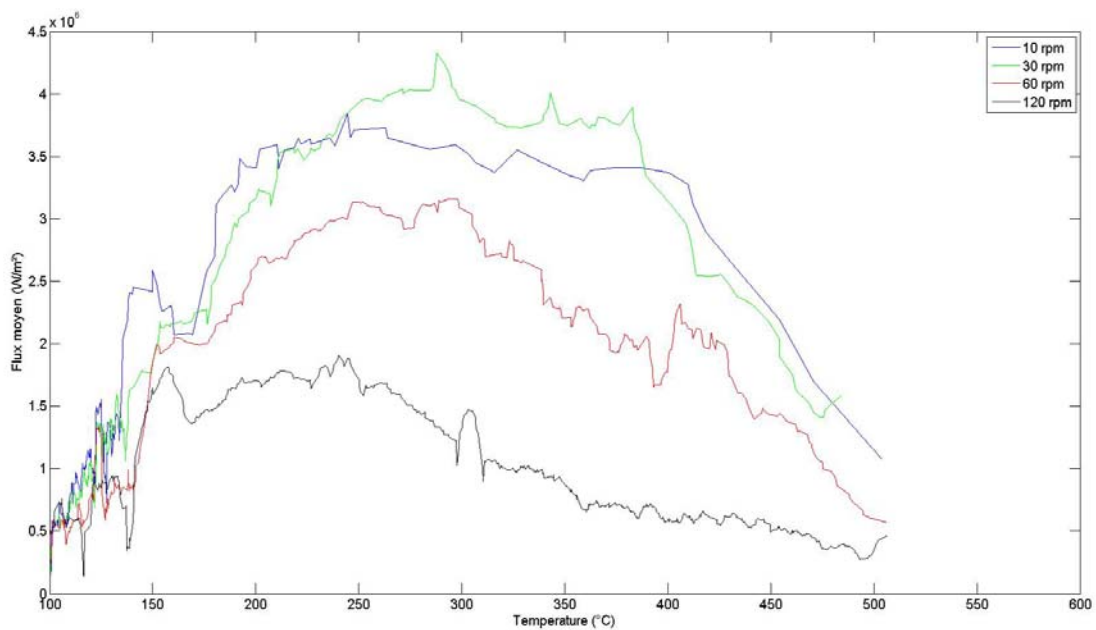


Figure 5b : exemple de courbes d'ébullition obtenues avec le spray ( $\Delta T_{\text{sub}}=25\text{K}$ ,  $\Delta P=6\text{bars}$ )

## Conclusion

En comparant les courbes d'ébullition obtenue avec un jet plan et un spray, on constate globalement que les paramètres de contrôle comme le sous-refroidissement du fluide, la vitesse de défilement, le débit ont globalement la même influence sur le transfert de chaleur décrit par les « courbes d'ébullition ». Cependant, en utilisant un spray plan garantissant une atomisation homogène et des vitesses de gouttes élevées, le transfert global est nettement amélioré ce qui permet des cinétique de refroidissement plus rapides et plus stables sur une grande plage de température (même à des vitesses de défilement élevées). La corrélation établie par Mudawar et al. [7] semble correctement prédire le flux critique (à faible vitesse de rotation) ; il est indispensable maintenant d'établir des corrélations tenant compte des distributions taille-

vitesse, de la vitesse de la paroi et des interactions entre gouttes conduisant à la formation éventuelle d'un film liquide en paroi.

## Remerciements

Ce travail a été financé par l'Agence Nationale de Recherche (ANR) dans le cadre du programme de recherche IDHEAS (n°ANR-NT09 432160).

## Références

- [1] M Gradeck, A Kouachi, F Volle, D. Maillet, M Lebouché, Boiling curves in relation to quenching of a high temperature moving surface with liquid jet impingement, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, Issues 5-6, pp. 1094-1104, February 2009
- [2] S. Devynck, M. Gradeck, S. Denis, J.P. Bellot, M. Varlez, T. Benard, Cooling of a rotating cylinder by a subcooled planar jet - Influence of the surface velocity on boiling regime, *Key Engineering Materials*, Vol 504-506, 1049-1054, 2012, doi:10.4028 /www.scientific.net/KEM.504-506,1049
- [3] Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Cho Y.I., *Handbook of Heat transfer*, Mc Graw-Hill, 1998
- [4] Wen-Long Cheng, Feng-Yun Han, Qi-Nie Liu, Rui Zhao, Han-lin Fan, Experimental and theoretical investigation of surface temperature non-uniformity of spray cooling, *Energy*, Volume 36, Issue 1, January 2011, Pages 249-257
- [5] Estes K.A. and Mudawar I., Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surface, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 38 (16), pp. 2985-2996, 1995
- [6] Guang Wei Liu, Yosry Sadeik Morsi, Brian Robert Clayton, Characterisation of the spray cooling heat transfer involved in a high pressure die casting process, *International Journal of Thermal Sciences*, Volume 39, Issue 5, May 2000, Pages 582-591.
- [7] Mudawar I and Estes K.A., Optimizing and predicting CHF in spray cooling of a square surface, *Journal of Heat transfer*, vol. 118, pp. 672-679, 1996
- [8] P. Dunand, G. Castanet, M. Gradeck, F. Lemoine, D. Maillet, Heat transfer of droplets impinging onto a wall above the Leidenfrost temperature, <http://dx.doi.org/10.1016/j.crme.2012.11.006>
- [9] G. Castanet, T. Liénart, F. Lemoine, 2009, Dynamics and temperature of droplets impacting onto a heated wall, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 52, Issues 3-4, 670-679
- [10] F Volle, M Gradeck, A Kouachi, D Maillet, M Lebouché, Inverse Heat Conduction Applied to the Measurement of Heat Fluxes on a Rotating Cylinder: Comparison Between an Analytical and a Numerical Technique, *J. Heat Transfer* -- August 2008 -- Volume 130, Issue 8, 081302 (8 pages), doi:10.1115/1.2928013
- [11] F Volle, D Maillet , M Gradeck , A Kouachi, M Lebouché, Practical application of inverse heat conduction for wall condition estimation on a rotating cylinder, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 52, Issues 1-2, 15 January 2009, Pages 210-221.